

Для определения влияния скоростного режима двигателя на продолжительность сгорания были обработаны индикаторные диаграммы, полученные при работе по нагрузочным характеристикам в диапазоне $n = 1200 \dots 2200 \text{ мин}^{-1}$. По результатам этих исследований построены графики зависимостей $\tau_z = f(n)$ при постоянных значениях параметра K (рис. 1), из которых видно, что при малых значениях K с ростом частоты вращения уменьшается τ_z . С увеличением K влияние частоты вращения на τ_z снижается. При значениях $K = 2,1$ продолжительность сгорания достигает оптимальной величины 3,2 мс и практически не зависит от частоты вращения коленчатого вала.

Путем математической обработки зависимостей, представленных на рис. 1, получено функциональное уравнение для определения продолжительности сгорания топлива в дизелях

$$\tau_z = \tau_o + b \left(\frac{K_o - K}{K^3} \right) \left(\frac{n_{\text{ном}}}{n} \right)^{0,92}, \quad (9)$$

где τ_o – оптимальная продолжительность сгорания; K_o – значение параметра, соответствующее

τ_o ; b – постоянный коэффициент, зависящий от условий смесеобразования; $n_{\text{ном}}$ – номинальная частота вращения коленчатого вала.

Для дизеля 4Ч 11/12,5 с камерой сгорания ЦНИДИ: $\tau_o = 3,2 \text{ мс}$; $K_o = 2,1$; $b = 2,4$; $n_{\text{ном}} = 2200 \text{ мин}^{-1}$.

Для малогабаритного дизеля 1Ч 8,2/7,5 с камерой ЯМЗ: $\tau_o = 2,4 \text{ мс}$; $K_o = 2,1$; $b = 2,6$; $n_{\text{ном}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$.

Предложенные параметры эффективности использования воздушного заряда и уравнение для определения продолжительности сгорания в дизелях позволяют осуществить принцип оптимизации при совершенствовании конструкций камер сгорания и улучшении условий взаимодействия воздушного заряда и топлива.

ЛИТЕРАТУРА

1. Разлейцев Н. Ф., Касита А. М. Кинетические особенности процессов сгорания в форсированных дизелях и методы приближенного их описания // Двигатели внутреннего сгорания. – 1989. – Вып. 49. – С. 48–56.

2. Кухаренок Г. М., Петрученко А. Н. Повышение эффективности использования воздушного заряда дизеля // Состояние и перспективы развития науки и подготовки инженеров высокой квалификации в БГПА: Матер. междунар. 51-й НТК БГПА. – Мн., 1995. – С. 77–78.

УДК 62-85

МЕТОДИКА ВЫБОРА РАСЧЕТНОЙ СХЕМЫ ТОРМОЗНОГО КРАНА

Кандидаты техн. наук АВТУШКО В. П., ГИЛЬ С. В.

Белорусская государственная политехническая академия

При проектировании и исследовании систем автоматического регулирования различного назначения широко используется частотный метод анализа качества систем [1]. Известно [2], что между вещественной частотной характеристикой (ВЧХ) замкнутой системы $P(\omega)$ и ее переходной функцией $h(t)$ существует однозначная связь вида

$$h(t) = (2/\pi) \int_0^{\infty} ((P(\omega) \sin \omega t) / \omega) d\omega.$$

На практике часто нет необходимости вычислять приведенный интеграл и определять кривую переходного процесса. О качестве системы (длительность переходного процесса, перерегулирование) можно судить по свойствам ВЧХ. Установлено [2], что достаточно близким переходным процессам соответствуют близкие ВЧХ. При исследовании систем обычно ограничиваются интервалом существенных частот $\omega_{\text{сч}}$, который определяется по ВЧХ при использовании условия $P(\omega_{\text{сч}})/P(0) < 0,05 \dots 0,20$ (где $P(\omega_{\text{сч}})$ –

значение ординаты ВЧХ при существенной частоте $\omega_{сч}$; $P(0)$ – значение ординаты ВЧХ при $\omega = 0$). Влиянием остальной части ВЧХ (при $\omega \geq \omega_{сч}$) на качество переходного процесса пренебрегают. Она влияет главным образом на начальную часть кривой переходного процесса, которая, следовательно, оценивается с некоторой погрешностью. Начало ВЧХ в основном влияет на заключительную часть переходного процесса, т. е. близкую к установившемуся значению переходной функции $h_{уст} = P(0)$.

На основании указанных свойств ВЧХ замкнутых систем и возникла идея методики обоснования выбора расчетных схем следящих пневмоаппаратов и, в частности, тормозного крана. Сущность разработанной и предлагаемой методики состоит в определении на интервале существенных частот $\omega_{сч}$ погрешностей расчета ВЧХ, а следовательно, погрешностей расчета переходных характеристик для одно- и безмассовой расчетных схем тормозного крана по отношению к двухмассовой, а затем на обосновании вывода по выбору расчетной схемы, сделанного на основании оценки этих погрешностей.

Для правильного выбора расчетной схемы тормозного крана выполнен анализ частотных характеристик исследуемой замкнутой системы регулирования давления воздуха в емкости для вышеуказанных расчетных схем и определены погрешности расчета частотных характеристик для одно- и безмассовой расчетных схем по отношению к двухмассовой. С этой целью, используя нелинейные [3] и линейные [4] математические модели тормозного крана, получены структурные схемы системы и главные передаточные функции, которые представляют собой отношения изображений по Лапласу давления в наполняемой емкости $p_2(s)$ к изображению по Лапласу входного воздействия $F_{ш}(s)$.

На основании главных передаточных функций для различных расчетных схем тормозного крана получены ВЧХ, амплитудные частотные характеристики (АЧХ) и фазовые частотные характеристики (ФЧХ). Погрешности расчета ВЧХ, АЧХ и ФЧХ одномассовой и безмассовой расчетных схем по сравнению с двухмассовой определялись по выражениям:

$$\delta P_i = ((P_i(\omega) - P_2(\omega))/P_2(\omega)) \cdot 100 \%;$$

$$\delta A_i = ((A_i(\omega) - A_2(\omega))/A_2(\omega)) \cdot 100 \%;$$

$$\delta \varphi_i(\omega) = ((\varphi_i(\omega) - \varphi_2(\omega))/\varphi_2(\omega)) \cdot 100 \%,$$

где $i = 0; 11; 12$ (индекс 0 относится к безмассовой схеме, 11 – к одномассовой с массой штока, 12 – к одномассовой с массой клапана).

По разработанному алгоритму определения ВЧХ, АЧХ, ФЧХ и погрешностей их расчета для вышеуказанных расчетных схем тормозного крана на языке Паскаль разработана программа для ЭВМ и выполнены расчеты при изменении различных конструктивных параметров системы.

В интервале существенных частот проведена оценка расчета погрешностей ВЧХ, АЧХ и ФЧХ для различных схем. Анализ погрешностей расчета частотных характеристик (рис. 1) по сравнению с двухмассовой расчетной схемой показывает, что в интервале существенных частот одномассовая схема с массой штока дает погрешности, не превышающие для ВЧХ – 3,7 %, для АЧХ – 2,3 и для ФЧХ – 1,55 %. В то же время без- и одномассовая с массой клапана расчетные схемы дают значительно большие погрешности, достигающие 100 % и более для ВЧХ, АЧХ и

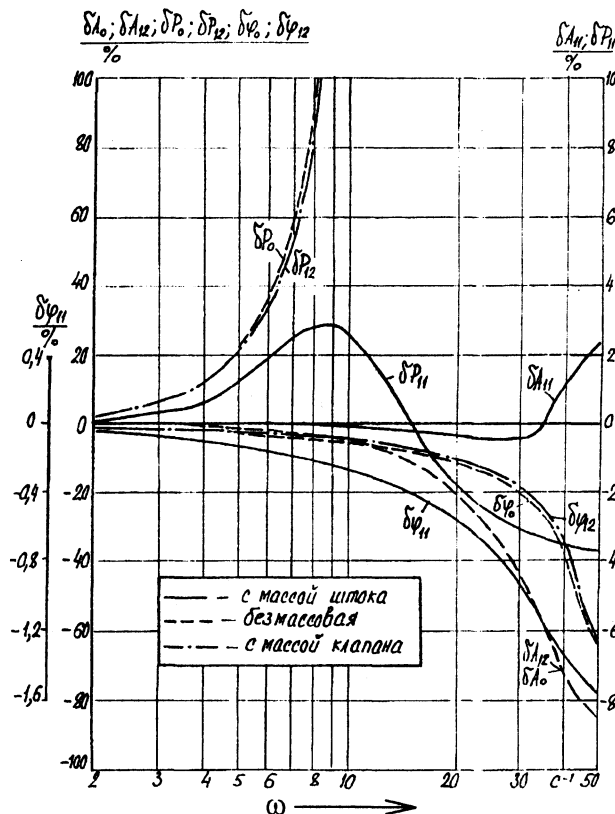


Рис. 1. Погрешности расчета частотных характеристик для различных расчетных схем тормозного крана по сравнению с двухмассовой

ФЧХ. Это свидетельствует о влиянии инерционных сил подвижных элементов крана на частотные характеристики, а следовательно, и на переходный процесс. В свою очередь погрешности расчета характеристик по безмассовой схеме по сравнению с одномассовой с массой клапана в интервале существенных частот ($\omega_{сч} = 5 \text{ с}^{-1}$) не превышают: для ВЧХ – 0,6 %, для АЧХ – 0,06 % и для ФЧХ – 0,15 %. Поэтому для дальнейших исследований в качестве расчетной необходимо использовать одномассовую схему с учетом массы штока.

Для предлагаемой одномассовой расчетной схемы с массой штока тормозного крана выполнено расчетное исследование влияния основных конструктивных параметров пневмосистемы на погрешности δP_{11} расчета ВЧХ, а следовательно, и на качество переходного процесса. При расчетах в определенных пределах варьировались параметры A_2 , V_2 , μ_2 , m_k , $m_{ш}$ и c_n линейной модели [4]. Установлено, что при их варьировании изменяется и интервал существенных частот. По результатам расчетов построены графики зависимостей погрешностей расчета ВЧХ δP_{11} и интервала существенных частот $\omega_{сч}$ от указанных параметров. С увеличением массы клапана m_k погрешности δP_{11} практически не изменяются, а с уменьшением массы штока $m_{ш}$ – возрастают. Это можно объяснить так: при снижении $m_{ш}$ и неизменной массе m_k разница между ними уменьшается и погрешности от замены двухмассовой расчетной схемы на одномассовую возрастают, достигая существенных значений. Приняв в качестве критерия погрешность $\delta P_{11} = 5 \%$, получаем, что при $m_{ш} \leq 1,8 \text{ кг}$ необходимо применять только двухмассовую расчетную схему. При изменении жесткости упругого элемента $c_n \leq 10^6 \text{ Н/м}$ погрешность расчета ВЧХ δP_{11} по абсолютной величине не превышает 8 %. Изменение объема наполняемой емкости V_2 , площади проходного сечения трубопровода A_2 и коэффициента расхода трубопровода μ_2 незначительно сказывается на погрешностях δP_{11} .

Анализ влияния основных конструктивных параметров исследуемой пневмосистемы регу-

лирования давления воздуха показывает, что предлагаемая одномассовая расчетная схема позволяет получить незначительные погрешности по сравнению с двухмассовой, и эту схему нужно применять при разработке математических моделей проектируемых тормозных кранов и приводов в целом.

Таким образом, проведенное исследование частотных характеристик рассматриваемой пневмосистемы позволяет сделать вывод о том, что при описании динамики тормозного крана необходимо применять его одномассовую расчетную схему с учетом массы штока (первый вариант одномассовой схемы), так как она дает наименьшие погрешности расчета ВЧХ, а следовательно, и переходных характеристик по сравнению с двухмассовой, что позволяет уменьшить порядок математической модели системы. Одномассовая расчетная схема с массой клапана и безмассовая схема могут применяться лишь для медленно протекающих переходных процессов, что не характерно для рассматриваемой системы. Следует также указать, что предлагаемая методика обоснования расчетной схемы тормозного крана является универсальной и может быть использована для других следящих пневмоаппаратов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: Учеб. для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 464 с.
2. Солодовников В. В., Плотников В. Н., Яковлев А. В. Основы теории и элементы систем автоматического регулирования: Учеб. пособие для вузов. – М.: Машиностроение, 1985. – 536 с.
3. Богдан Н. В., Автушко В. П., Гиль С. В. Исследование динамических характеристик тормозного крана // *Mechanika* 47, Zeszyty Naukowe. № 228, ATR Bydgoszcz, 2000. – С. 49–54.
4. Гиль С. В. Линейная модель тормозного крана. – Мн., 1998. – 11 с. – Деп. в ВИНТИ 12.05.98, № 1420-B98 // РЖ: 48. Машиностроительные материалы, конструкции и расчет деталей машин. Гидропривод, 1998. – № 10. – 10.48.291 ДЕП. – С. 30.

Рецензент канд. техн. наук,
доц. ВЕРЕНИЧ И. А.